

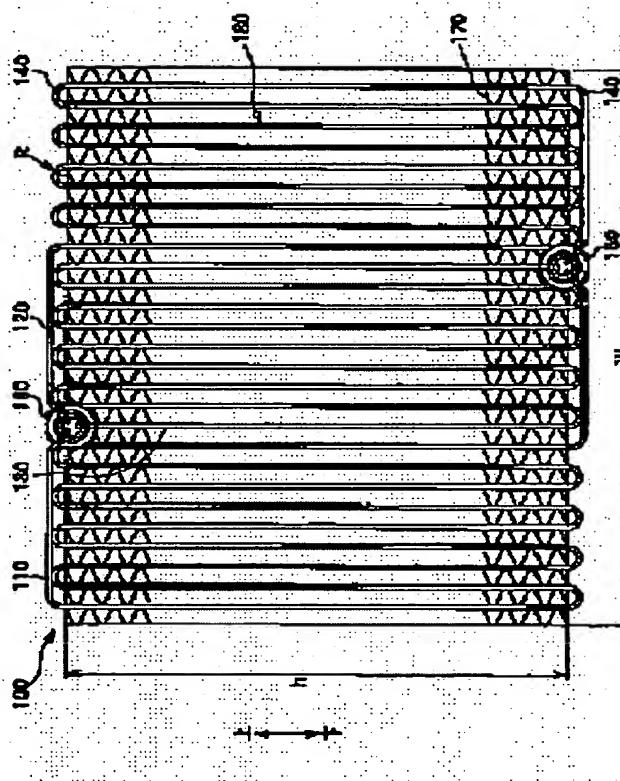
## SERPENTINE TYPE EVAPORATOR

**Patent number:** JP2001012821  
**Publication date:** 2001-01-19  
**Inventor:** YAMAUCHI YOSHIYUKI; KOBAYASHI OSAMU;  
YAMAMOTO KEN  
**Applicant:** DENSO CORP  
**Classification:**  
- international: F25B39/02; F25B1/00; F28D1/047  
- european:  
**Application number:** JP19990180458 19990625  
**Priority number(s):**

### Abstract of JP2001012821

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an evaporator exhibiting high cooling capacity while keeping high pressure withstanding properties.

**SOLUTION:** This serpentine type heat exchanger has three tubes (first through third tubes 110-130) and the number of path of 3 wherein the tube has outer diameter of 40-70 mm on the long diameter side and outer diameter of 1.5-3 mm on the short diameter side. According to the structure, cooling capacity can be increased while keeping high pressure withstanding properties.



Data supplied from the esp@cenet database - Patent Abstracts of Japan

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-12821

(P2001-12821A)

(43)公開日 平成13年1月19日(2001.1.19)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

F 25 B 39/02

1/00

F 28 D 1/047

識別記号

3 9 5

F I

F 25 B 39/02

1/00

F 28 D 1/047

テ-マ-ト(参考)

D 3 L 1 0 3

3 9 5 Z

C

審査請求 未請求 請求項の数4 O.L (全6頁)

(21)出願番号

特願平11-180458

(22)出願日

平成11年6月25日(1999.6.25)

(71)出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 山内 芳幸

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(72)発明者 小林 修

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

(74)代理人 100100022

弁理士 伊藤 洋二 (外2名)

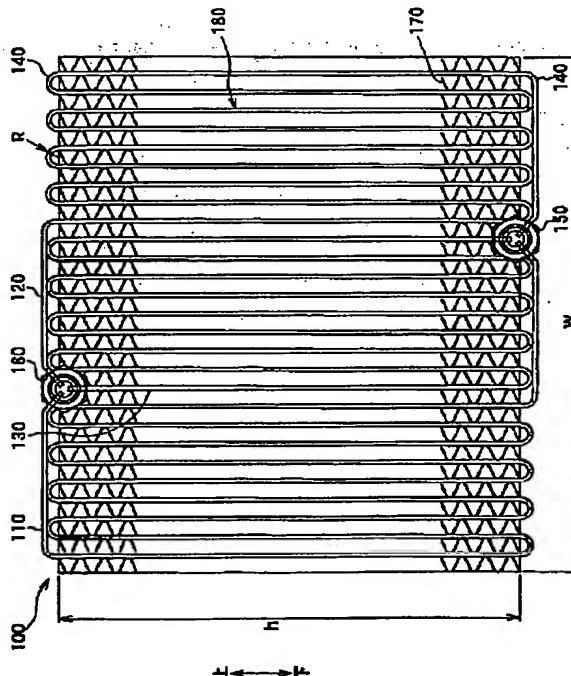
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 サーベンタイン型蒸発器

(57)【要約】

【課題】 高い耐圧性を維持しつつ、冷却能力の高い蒸発器を提供する。

【解決手段】 チューブ(第1～3チューブ110～130)を3本としてバス数を3とともにチューブの長径側外形寸法を40mm～70mmとし、かつ、その短径側外径寸法を1.5mm～3mmとしたサーベンタイン型の熱交換器とする。これにより、高い耐圧性を維持しつつ、冷却能力を高くすることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧力以上となる超臨界域を含む冷凍サイクルに適用されるサーベンタイン型蒸発器であって、  
冷媒が流通する扁平形状に形成された3本のチューブ（110～130）と、  
前記3本のチューブ（110～130）の長手方向一端側に接続され、冷媒を前記3本のチューブ（110～130）に分配供給する第1ヘッダタンク（150）と、  
前記3本のチューブ（110～130）の長手方向他端側に接続され、前記3本のチューブ（110～130）から流出する冷媒を集合回収する第2ヘッダタンク（160）とを有し、

前記3本のチューブ（110～130）は、複数箇所の屈曲部（140）を有して蛇行しているとともに、その長径側外形寸法が40ミリメートル以上70ミリメートル以下であり、かつ、その短径側外径寸法が1.5ミリメートル以上3ミリメートル以下であることを特徴とするサーベンタイン型蒸発器。

【請求項2】 二酸化炭素を冷媒とする超臨界冷凍サイクルに適用されるサーベンタイン型蒸発器であって、  
冷媒が流通する扁平形状に形成された3本のチューブ（110～130）と、

前記3本のチューブ（110～130）の長手方向一端側に接続され、冷媒を前記3本のチューブ（110～130）に分配供給する第1ヘッダタンク（150）と、  
前記3本のチューブ（110～130）の長手方向他端側に接続され、前記3本のチューブ（110～130）から流出する冷媒を集合回収する第2ヘッダタンク（160）とを有し、

前記3本のチューブ（110～130）は、複数箇所の屈曲部（140）を有して蛇行しているとともに、その長径側外形寸法が40ミリメートル以上70ミリメートル以下であり、かつ、その短径側外径寸法が1.5ミリメートル以上3ミリメートル以下であることを特徴とするサーベンタイン型蒸発器。

【請求項3】 前記3本のチューブ（110～130）によって構成される空気と冷媒とを熱交換する熱交換コア部（180）を空気流れ上流側からの投影面積は、  
0.04平方メートル以上0.09平方メートル以下であることを特徴とする請求項1又は2に記載のサーベンタイン型蒸発器。

【請求項4】 高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧力以上となる超臨界冷凍サイクルに適用されるサーベンタイン型蒸発器であって、  
冷媒が流通する扁平形状に形成された3本のチューブ（110～130）と、

前記3本のチューブ（110～130）の長手方向一端側に接続され、冷媒を前記3本のチューブ（110～130）に分配供給する第1ヘッダタンク（150）と、

前記3本のチューブ（110～130）の長手方向他端側に接続され、前記3本のチューブ（110～130）から流出する冷媒を集合回収する第2ヘッダタンク（160）とを有し、

前記3本のチューブ（110～130）は、複数箇所の屈曲部（140）を有して蛇行していることを特徴とするサーベンタイン型蒸発器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、高圧側の冷媒圧力が冷媒の臨界圧力以上となる超臨界冷凍サイクルに適用されるサーベンタイン型蒸発器に関するもので、二酸化炭素を冷媒とする超臨界冷凍サイクルに適用して有効である。

【0002】

【従来の技術】超臨界冷凍サイクルでは、フロンを冷媒とする冷凍サイクルに比べて動作圧力が高いので、超臨界冷凍サイクル用の蒸発器は高い耐圧性が要求される。

【0003】このような要求に対して、1本のチューブを蛇行させて熱交換コア部（以下、コアと略す。）を形成したサーベンタイン型の熱交換器は、図3に示すような複数本のチューブ200の長手方向両端側にヘッダタンク210を配設したいわゆるマルチフロー型（MF型）熱交換器に比べて接合部分（ろう付け箇所）が少ないので、耐圧性及び生産性がMF型熱交換器より高い。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかし、1本のチューブを蛇行させたサーベンタイン型熱交換器では、コアを形成するためにチューブを多数回屈曲させる必要があり、チューブの全長が長くなるので、冷媒がチューブ内を流通する際の圧力損失が大きいという問題がある。

【0005】本発明は、上記点に鑑み、高い耐圧性を維持しつつ、冷却能力の高い蒸発器を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】本発明は、上記目的を達成するために、請求項1～3に記載の発明では、冷媒が流通する扁平形状に形成された3本のチューブ（110～130）と、前記3本のチューブ（110～130）の長手方向一端側に接続され、冷媒を3本のチューブ（110～130）に分配供給する第1ヘッダタンク（150）と、3本のチューブ（110～130）の長手方向他端側に接続され、3本のチューブ（110～130）から流出する冷媒を集合回収する第2ヘッダタンク（160）とを有し、3本のチューブ（110～130）は、複数箇所の屈曲部（140）を有して蛇行しているとともに、その長径側外形寸法が40ミリメートル以上70ミリメートル以下であり、かつ、その短径側外径寸法が1.5ミリメートル以上3ミリメートル以下であることを特徴とする。

【0007】これにより、高い耐圧性を維持しつつ、後述するように、冷却能力の高い蒸発器を提供することができる。

【0008】請求項4に記載の発明では、冷媒が流通する扁平形状に形成された3本のチューブ(110～130)と、3本のチューブ(110～130)の長手方向一端側に接続され、冷媒を前記3本のチューブ(110～130)に分配供給する第1ヘッダタンク(150)と、3本のチューブ(110～130)の長手方向他端側に接続され、前記3本のチューブ(110～130)から流出する冷媒を集合回収する第2ヘッダタンク(160)とを有し、3本のチューブ(110～130)は、複数箇所の屈曲部(140)を有して蛇行していることを特徴とする。

【0009】これにより、高い耐圧性を維持しつつ、後述するように、冷却能力の高い蒸発器を提供することができる。

【0010】因みに、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示す一例である。

#### 【0.011】

【発明の実施の形態】本実施形態は、本発明に係るサーペンタイン型蒸発器を二酸化炭素を冷媒とする超臨界冷凍サイクルを用いた車両用空調装置の蒸発器に適用したものであり、図1は本実施形態に係るサーペンタイン型蒸発器(以下、蒸発器と略す。)100を用いた車両用空調装置の模式図であり、以下、車両用空調装置の概略構造を述べた後に、蒸発器100について述べる。

【0.012】図1中、空気流路をなす空調ケーシング2の空気上流側部位には、車室内気を吸入するための内気吸入口3と外気を吸入するための外気吸入口4とが形成されるとともに、これらの吸入口3、4を選択的に開閉する吸入口切換ドア5が設けられている。また、この吸入口切換ドア5は、サーボモータ等の駆動手段または手動操作によって開閉される。

【0013】この吸入口切換ドア5の下流側部位には、本実施形態に係る送風機7が配設されており、この送風機7により両吸入口3、4から吸入された空気が、後述する各吹出口14、15、17に向けて送風されている。送風機7の空気下流側には、空気冷却手段をなす蒸発器100が配設されており、送風機7により送風された空気は全てこの蒸発器100を通過する。蒸発器100の空気下流側には、空気加熱手段をなすヒータコア10が配設されており、このヒータコア10は、エンジン11の冷却水を熱源として空気を加熱している。

【0014】また、空調ケーシング2には、ヒータコア10をバイパスするバイパス通路12が形成されており、ヒータコア10の空気上流側には、ヒータコア10を通る風量とバイパス通路12を通る風量との風量割合を調節するエアミックスドア13が配設されている。そ

して、風量割合の調節は、エアミックスドア13の開度を調節することにより調節される。

【0015】また、空調ケーシング2の最下流側部位には、車室内乗員の上半身に空調空気を吹き出すためのフェイス吹出口14と、車室内乗員の足元に空気を吹き出すためのフット吹出口15と、フロントガラス16の内面に向かって空気を吹き出すためのデフロスタ吹出口17とが形成されている。

【0016】そして、上記各吹出口14、15、17の空気上流側部位には、それぞれ吹出モード切換ドア18、19、20が配設されているとともに、これらの吹出モード切換ドア18、19、20は、サーボモータ等の駆動手段によって開閉される。

【0017】また、21は上記駆動手段及び送風機7を制御する電子制御装置(ECU)であり、ECU21は中央演算装置(CPU)、隨時読み込み書き込み可能記憶装置(RAM)及び読み込み専用記憶装置(ROM)等からなる周知のマイクロコンピュータである。

【0018】次に、蒸発器100について図2に基づいて述べる。

【0019】110～130は冷媒が流通する扁平状の第1～3チューブであり、これらチューブ110～130は、複数箇所の屈曲部140を有して蛇行している。なお、第1～3チューブ110～130は、長径方向に複数本の冷媒通路(図示せず)が並んで形成されるようアルミニウム材を押し出し加工又は引き抜き加工にて成形されたものである。

【0020】そして、各チューブ110～130の長手方向一端側には、冷媒を第1～3チューブ110～130に分配供給する1本の第1ヘッダタンク150に接続され、一方、他端側は、第1～3チューブ110～130から流出する冷媒を集合回収する第2ヘッダタンク160に接合されている。

【0021】また、蛇行する各チューブ110～130間には、空気との接触面積を増大させて熱交換を促進するコルゲート状(波状)の冷却フィン(以下、フィンと略す。)170が配設されており、このフィン170及び第1～3チューブ110～130により空気と冷媒との間で熱交換を行う熱交換コア部(以下、コアと略す。)180が構成されている。

【0022】このとき、コア180を空気流れ上流側から投影した投影面積(コア面積)Scは、0.04平方メートル以上0.09平方メートル以下となっており、本実施形態では、約0.07平方メートルである。因みに、コア面積Scは、W×hの積であり、第1～3チューブ110～130の屈曲部140及び第1、2ヘッダタンク150、160を含んでいない数値である。

【0023】また、各チューブ110～130の長径外形寸法(チューブ幅)は40ミリメートル以上70ミリメートル以下(本実施形態では、60ミリメートル)で

あり、その肉厚は1.5ミリメートル以上3ミリメートル以下（本実施形態では、1.9ミリメートル）であり、フィン170の高さ（隣り合うチューブ間距離）は5ミリメートル以上10ミリメートル以下（本実施形態では、8ミリメートル）である。

【0024】次に、本実施形態の特徴を述べる。

【0025】蒸発器は勿論、熱交換器において熱交換能力（蒸発器においては吸熱力）を増大させるには、コア面積を増大して放熱面積を拡大する必要があるが、コア面積を拡大していくと、熱交換器が大型化していくので、例えば本実施形態においては、蒸発器100を空調ケーシング2内に収納することができなくなる。

【0026】したがって、既に蒸発器100の設置スペースが決まっている場合、又設置スペースをこれ以上拡大することができない場合等においては、コア面積を拡大することにより熱交換能力を増大させるといった手段は、必ずしも有効ではない。

【0027】また、MF型熱交換器では、前述のごとく、チューブ200の長手方向両端側にヘッダタンク210を配設しているので、既に熱交換器の設置スペースが決まっている場合、又設置スペースをこれ以上拡大することができない場合等においては、図3に示すように、熱交換器の設置スペースに対してヘッダタンクの外形寸法D分だけコア面積が必然的に小さくなってしまう。

【0028】これに対して、本実施形態に係る蒸発器100においては、蒸発器100の設置スペースに対して、屈曲部140の外径側半径寸法R（図2参照）分だけコア面積Scが小さくなるものの、その小さくなるコア面積は、屈曲部140の外径側半径寸法Rを十分に小さくすることにより、実用上問題のない程度とすることが可能である。

【0029】しかし、MF型熱交換器においては、ヘッダタンクの外形寸法Dを小さくすると、各チューブ210に十分な量の冷媒を供給することができなくなるおそれが高いので、コア面積を拡大すべくヘッダタンクの外形寸法Dを小さくすると、却って熱交換能力が低下してしまうおそれが高い。

【0030】ところで、蒸発器100では、液相冷媒が気相冷媒へと相変化しながら（乾き度を大きくしながら）第1ヘッダタンク150から第2ヘッダタンク160への流通するが、本実施形態では、3本のチューブ（第1～3チューブ110～130）を有しているので、等しい乾き度を有する冷媒が3カ所存在し得る。なお、以下、この等しい乾き度を有する冷媒の存在する箇所数をバス数Pnと呼ぶ。

【0031】そして、発明者等は、このバス数Pnをパラメータとして種々の蒸発器を検討したところ、本実施形態のごとく、バス数Pnを3とすることが望ましいとの結論を得た。以下、その理由について述べる。

【0032】例えばバス数Pnを1（チューブを1本）としたときのチューブ長さをL1とした場合、バス数Pnを2（チューブを2本）としたときの各チューブの長さL2は、略L1/2となる。

【0033】ある流量におけるチューブの単位長さ当たりの圧力損失をrとすれば、バス数Pnが1のときのチューブ全体の圧力損失R1は、 $L1 \times r$ となる。一方、バス数Pnが2のときは、チューブ1本を流通する冷媒流量がバス数Pnが1のときの1/2になることにより、チューブ内を流通する冷媒の流速の略2乗に比例するので、チューブの単位長さ当たりの圧力損失はr/4となる。したがって、バス数Pnが2のときのチューブ全体の圧力損失R2は、 $L1 \times r / 8$ となる。このように、バス数Pnが増えるほど、チューブ全体の圧力損失が小さくなる。

【0034】ここで、蒸発器100の冷媒出口側（第2ヘッダタンク160）における冷媒圧力が一定であり、かつ、バス数Pnによらずチューブの断面積は一定であると仮定し、さらに、コア180に流入する空気の温度が一定であると仮定すると、蒸発器100の冷媒入口側（第1ヘッダタンク150）における冷媒圧力は、チューブ全体の圧力損失が小さくなるほど、低くなる。

【0035】また、気液二層領域では、冷媒温度と冷媒圧力とは比例関係にあるので、バス数Pnが増えてチューブ全体の圧力損失が小さくなるほど、冷媒と空気との温度差が大きくなり、蒸発器100の冷却能力が大きくなる。

【0036】一方、チューブ内の冷媒流量の低下とともに冷媒流速が小さくなると、チューブ内で温度境界層が成長し易くなるので、冷媒側（チューブ内）における熱伝達率が小さくなり、熱交換効率が低下していく。つまり、冷媒側（チューブ内）における熱伝達率に着目すると、バス数Pnが増えるほど、蒸発器100の冷却能力が低下する。

【0037】そして、以上に述べた考察を踏まえてバス数Pnと冷却能力との関係を数値シミュレーションした結果が図4であり、図4に示すように、MF型・サーベインタイン型を問わず、バス数Pnが3近傍に近づくほど、冷却能力が大きくなることが判る。

【0038】なお、図4ではサーベインタイン型の方がMF型より冷却能力が高いが、これは、前述のごとく、等しい設置スペースにおいては、サーベインタイン型の方がMF型に比べてコア面積を大きくすることができるからである。

【0039】因みに、図4に示す数値シミュレーションの計算条件は、コアへの流入空気につて温度は27°C、湿度は50%、風量は500立方メートル/時とし、高圧側圧力は9.2 MPaとし、減圧器入口での冷媒温度は36.5°Cとし、蒸発器の最大外径寸法は211.5ミリメートル×256ミリメートルとした場合におい

て、バス数  $P_n$  が 2 のサーベンタイン型の蒸発器の冷却能力を 100 としたものである。

【0040】ところで、図4はチューブの短径側外径寸法をパラメータとして、チューブの長径外径寸法（チューブ幅）とバス数  $P_n$  との関係を数値シミュレーションした結果を示すグラフであり、図5から明らかなように、バス数  $P_n$  を 3 とした場合、各チューブ 110~130 の長径外形寸法（チューブ幅）は 40 ミリメートル以上 70 ミリメートル以下とし、その短径側外径は 1.5 ミリメートル以上 3 ミリメートル以下とすることが望ましいことが判る。

【0041】また、二酸化炭素はフロンに比べて密度が大きく、フロンに比べて循環体積流量が二酸化炭素より小さくなることに加えて、粘性がフロンより小さいので、チューブ 110~130 内における圧力損失がフロンに比べて小さい。したがって、本実施形態に係る蒸発器 100 は、二酸化炭素を冷媒とする超臨界冷凍サイク

ルに適用して有効である。

【0042】以上に述べたように、本実施形態に係る蒸発器 100 によれば、高い耐圧性を維持しつつ、高い冷却能力を発揮させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】車両用空調装置の模式図である。

【図2】本発明の実施形態に係る蒸発器の正面図である。

【図3】MF 型熱交換器の斜視図である。

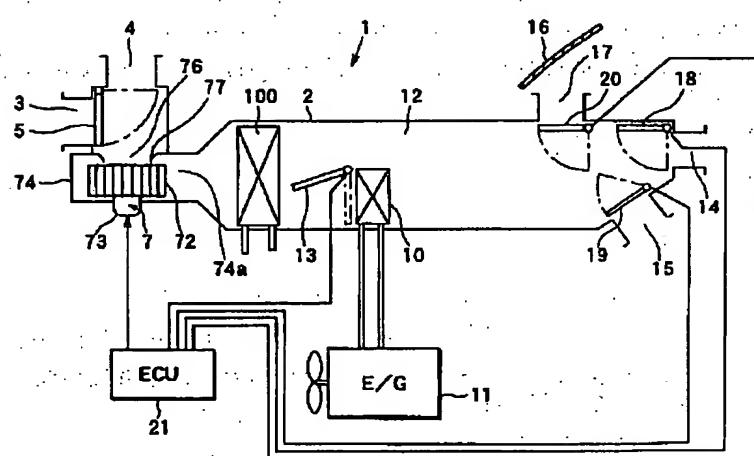
【図4】バス数  $P_n$  と冷却能力との関係を示すグラフである。

【図5】チューブ幅とバス数  $P_n$  との関係を示すグラフである。

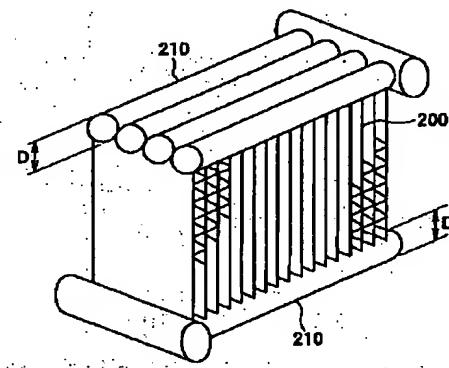
【符号の説明】

100…蒸発器、110…第1チューブ、120…第2チューブ、130…第3チューブ、140…屈曲部、150…第1ヘッダタンク、160…第2ヘッダタンク。

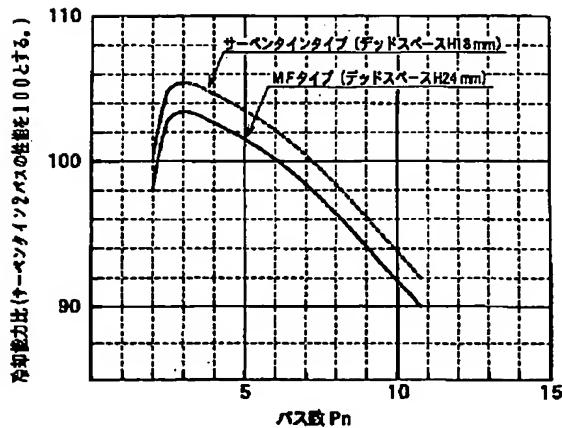
【図1】



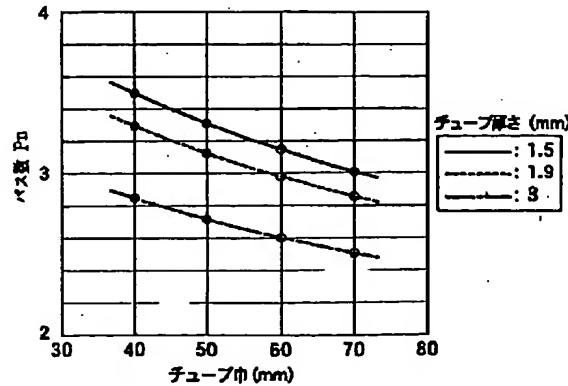
【図3】



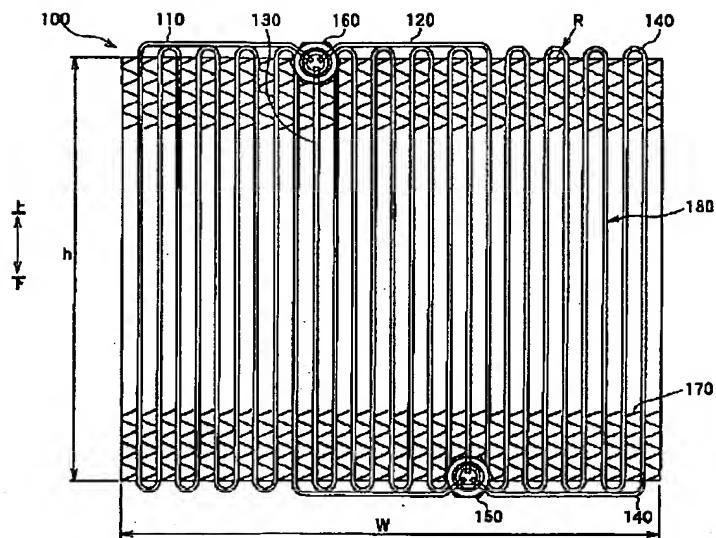
【図4】



【図5】



【図2】



フロントページの続き

(72)発明者 山本 憲  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会  
社デンソー内

Fターム(参考) 3L103 AA11 AA36 BB33 CC18 CC21  
DD06 DD42